



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK

WORM CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Patrik Sencovici

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Patrik Sencovici**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Šnekový dopravník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry:
dopravní výkon 6 300 kg.h-1,
dopravní vzdálenost 17,5 m,
převýšení (vstupní a výstupní příruba) 2,5 m,
dopravovaný materiál - vápenný hydrát objemové hmotnosti 1350 kg.m-3.

Cíle bakalářské práce:

Vypracujte rešerši výrobců a typů šnekových dopravníků.
Proveďte funkční výpočet, určení hlavních rozměrů a návrh pohonu.
Proveďte pevnostní výpočet hřídele šneku, posouzení životnosti ložisek.
Nakreslete sestavný výkres dopravníku,
nakreslete jednotlivé detaily šnekového hřídele.

Seznam literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.).
Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá výpočtem a konstrukcí mírně nakloněného šnekového dopravníku pro dopravu vápenného hydrátu. Práce je tvořena z textové části a výkresové dokumentace. Textová část se zabývá výpočtem základních parametrů dopravníku, návrhem pohonu, celkovým zatížením, uložením a pevnostním výpočtem šneku. Výkresová dokumentace obsahuje sestavný výkres dopravníku a výrobní výkresy částí šneku.

KLÍČOVÁ SLOVA

Šnekový dopravník, šnekovnice, šnek, žlab, vápenný hydrát, pohon

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with calculation and construction of worm conveyor for the transport of hydrated lime. Thesis is created from text part and drawing documentation. Text part be occupied with calculation basic parameters, design drive, loading, imposition of bearings and strength calculation of worm conveyor. Drawing documentation contains drawing assembly of worm conveyor and manufacturing drawings of spiral worm.

KEYWORDS

Worm conveyor, helix , spiral worm, trough, hydrated lime, drive



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SENCOVICI, P. Šnekový dopravník. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 41 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiří Malášek Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 22. května 2017

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi PhD. za odborné vedení práce a cenné rady, které mi pomohly tuto práci zkompletovat.



OBSAH

Úvod	10
1 Přehled výrobců a typů šnekových dopravníků	11
1.1 Rataj a.s.	11
1.2 ROmiLL, spol. a.s.	11
1.3 Strojmont cz a.s.	11
2 Výpočet základních parametrů dopravníku	12
2.1 Základní rozměry	12
2.1.1 Objemový výkon	12
2.1.2 Průměr šroubovice	12
2.2 Výkon elektromotoru	14
3 Volba pohonu	15
3.1 Elektromotor	15
3.2 Převodovka	16
3.3 Spojka	17
4 Kontrola skutečně dopravovaného množství	18
4.1 Skutečně dopravovaného množství	18
4.2 Odchylka dopravovaného množství	18
5 Zatížení žlabu	19
6 Hmotnost šneku	20
6.1 Hmotnost šnekovnice	20
6.2 Hmotnost šnekového hřídele	21
6.3 Hmotnost spojovací hřídele	22
7 Silové rozložení	24
7.1 Axiální zatížení	25
7.2 Radiální síla	26
8 Posouzení životnosti ložisek	27
8.1 Ložisko na straně pohonu	27
8.2 Koncové ložisko	28
8.3 Podpěrná vodící ložiska	29
9 Pevnostní výpočet hřídele šneku	31
9.1 Kontrola hřídele šneku	31
9.2 Kontrola pera	33
9.3 Kontrola spojení šnekové hřídele čepy	33
Závěr	36
Seznam použitých zkratk a symbolů	38



Seznam příloh.....	41
--------------------	----



ÚVOD

Šnekové dopravníky patří mezi nejstarší dopravníky a slouží k dopravě zrnitých sypkých směsí ve vodorovném, mírně nakloněném až vertikálním směru. Jsou velice jednoduché a sestávají se prakticky jen ze tří hlavních částí a to ze žlabu, šneku a poháněcí jednotky. Základním předpokladem přepravy materiálu je, aby tření materiálu o stěny žlabu bylo větší než tření materiálu o povrch šneku. Jsou schopné přepravovat všechny druhy sypkých látek. Od práškovitých, zrnitých a jemně kusovitých, až po látky vláknité a vlhké. Dokáží přepravovat jedovaté a výbušné materiály a umožňují vodotěsnou, prachotěsnou i vzduchotěsnou dopravu materiálu. Hlavními výhodami šnekového dopravníku jsou robustnost, nízká poruchovost, kompaktnost, uzavřenost a jednoduchost. Mezi nevýhody můžeme řadit opotřebení pracovních částí, velká spotřeba energie či možnost drcení dopravovaného materiálu. Také se nehodí pro přepravu abrazivních a hrubozrnných materiálů. Použití tohoto typu přepravy je zejména v potravinářství, zemědělství, v chemickém průmyslu, stavebnictví a v dřevozpracujícím průmyslu. Šnekový dopravník je schopen přepravovat do vzdálenosti 60 m v množství $(1 \div 300) \text{ m}^3/\text{h}$ při přepravní rychlosti do 0,5 m/s.



1 PŘEHLED VÝROBCŮ A TYPŮ ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

V rešeršní části bakalářské práce se zaměřím na porovnání šnekových dopravníků od různých firem a společností splňující zadané parametry s dopravníkem mnou navrhnutým.

1.1 RATAJ A.S.

Ryze česká firma Rataj zaujímá přední příčky ve výrobě a dodávkách bezosých spirálových dopravníků. Z jejich širokého výběru, kde je možnost vybrat dle dopravního výkonu v rozmezí od 0,001 m³/hod až do 500 m³/hod bych volil typ RL 140/100. Jedná se o dopravník s dopravním výkonem 0,1- 7 m³/hod při vnějším průměru spirály 140 mm a stoupání 100 mm. Rozdíl ve vnějším průměru spirály je způsoben absencí středové hřídele, tedy zvětšením prostoru ve žlabu pro přepravu materiálu.

1.2 ROMILL, SPOL. A.S.

ROmiLL - další česká firma s cílem uspokojit individuální požadavky zákazníků. Jejich rozsah produktů není sice tak rozsáhlý, ale jeden dopravník odpovídající zadaným parametrům se v katalogu nachází. Typ VH 160 s průměrem šnekovnice 160 mm a stoupáním stejné hodnoty je schopen dopravovat materiály s dopravním výkonem až 15 t/hod s ohledem na dopravovaný materiál.

1.3 STROJMONT CZ A.S.

Firma Strojmont CZ a.s. při zadání požadavků odpovídajícím parametrům pro přepravu vápenného hydrátu, délce přepravy a převýšení doporučila šnekový žlabový dopravník typu DŠK 200 s pohonem o výkonu 4 kW. Tento typ je schopen dopravovat až 12 m³/hod. Tento dopravník v porovnání s hodnotami mnou navrhnutými, je rozměry podobný, avšak výkon pohonu je téměř čtyřikrát větší, než výkon mého pohonu.



2 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ DOPRAVNÍKU

Účelem je vypočítat základní parametry dopravníku jako je objemový výkon, průměr šroubovice a výkon motoru.

2.1 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY

2.1.1 OBJEMOVÝ VÝKON

$$Q_V = \frac{Q_D}{\rho_V} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (1)$$

$$Q_V = \frac{6300}{1350} = 4,667 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$Q_V = 4,667 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Kde $Q_D = 6300 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, dopravní výkon, dle zadání

$\rho_V = 1350 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, objemová hmotnost vápenného hydrátu, dle zadání

2.1.2 PRŮMĚR ŠROUBOVICE

Úhel sklonu dopravníku

$$\sin \beta = \frac{h}{l} \quad [^\circ] \quad (2)$$

$$\arcsin \beta = \frac{h}{l} = \frac{2,5}{17,5} = 0,143$$

$$\beta = 8^\circ 13'$$

Kde $h = 2,5 \text{ m}$, dopravní převýšení, dle zadání

$l = 17,5 \text{ m}$, dopravní vzdálenost, dle zadání

Z vzorce pro výpočet dopravního výkonu odvodíme průměr šroubovice:

$$Q_V = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot C_H \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (3)$$

v našem případě uvažujeme stoupání šnekovnice s rovno průměru šroubovice D tedy:

$$Q_V = 3600 \cdot \frac{\pi D^3}{4} \cdot \psi \cdot n \cdot C_H$$

úpravou vzorce dostaneme potřebný vztah pro výpočet průměru šnekovnice D :

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_V}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot C_H}} \quad [\text{m}]$$



$$D_n = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 4,667}{3600 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 1,3 \cdot 0,85}} = 0,171 \text{ m}$$

$$D_n = 0,171 \text{ m}$$

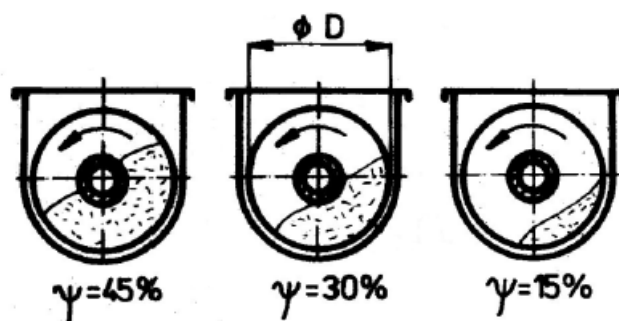
Kde $\psi = 0,3$, součinitel plnění, voleno dle tab. 1 dle [1, str. 209]

$n = 1,3 \text{ s}^{-1}$, otáčky šneku, voleno z rozmezí dle tab. 1 dle [1, str. 209]

$C_H = 0,85$, součinitel snižující dopravované množství vzhledem ke sklonu dopravníku při dopravě vzhůru, voleno dle obr. 9.7 z liter. [1, str. 209]

Tab. 1: Základní vlastnosti materiálu

Základní vlastnosti materiálu	Příklad	ψ	n [ot.s-1]	v [ms-1]
Neabrazivní, lehký práškovitý nebo zrnitý	Uhelný prach, mouka, práš. vápno	0,45	2 až 4	0,5
Neabrazivní zrnitý a práškovitý abrazivní	Drobné uhlí, cement, písek	0,30	1 až 2	0,2 až 0,4
Velmi abrazivní, hrubě kusovitý lepidlo	Drobný koks, hrubozrnné vápno	0,15	0,2 až 1	0,1



Obr. 1 Zaplnění žlabu

V reakci zadaných parametrů vychází průměr šnekovnice 171mm. Z katalogu firmy RATAJ [7] byla zvolena šnekovnice s nejbližším vyšším průměrem tedy typ ZL 180 s parametry vypsanych v tabulce 2: Parametry šnekovnice.

Tab. 2: Parametry šnekovnice

Typ	Průměr spirály vnější [mm]	Stoupání závitu [mm]	Průměr spirály vnitřní [mm]	Tloušťka spirály [mm]
ZL 180	180	180	60	4



2.2 VÝKON ELEKTROMOTORU

$$P = \frac{Q_D \cdot g}{3600} \cdot (l_v \cdot w \pm h) \quad [\text{W}] \quad (4)$$

$$P = \frac{6300 \cdot 9,81}{3600} \cdot (17,32 \cdot 2,5 + 2,5) = 786,3 \text{ W}$$

$$P = 786,3 \text{ W}$$

Kde $Q = 6300 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, dopravní výkon

$l_v = 17,32 \text{ m}$, vodorovná dopravní vzdálenost

$w = 2,5$, celkový součinitel odporu, voleno dle tab. 9.2 z liter. [1, str. 210]

$h = 2,5 \text{ m}$, dopravní výška, při dopravě vzhůru volíme znaménko +

$g = 9,81 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, tíhové zrychlení

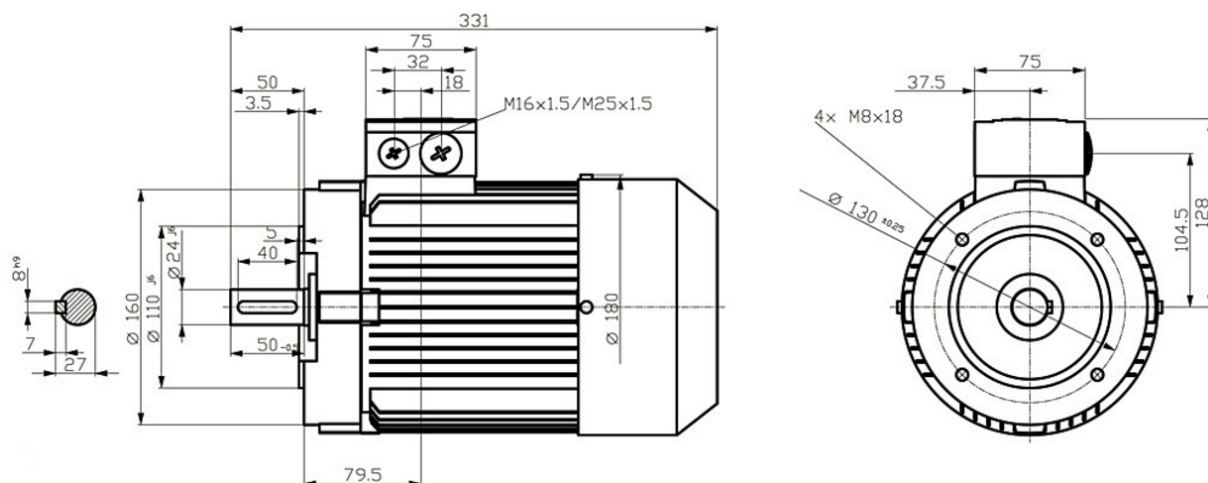


3 VOLBA POHONU

Při volbě pohonu můžeme vybrat ze dvou variant, a to zvolit jednotlivě elektromotor a k tomu vhodnou převodovku či zvolit převodový elektromotor. Zvolil jsem první možnost s elektromotorem firmy Siemens a převodovku od firmy TOS Znojmo. Firma na objednávku dodává své převodovky v celku smontované s elektromotorem.

3.1 ELEKTROMOTOR

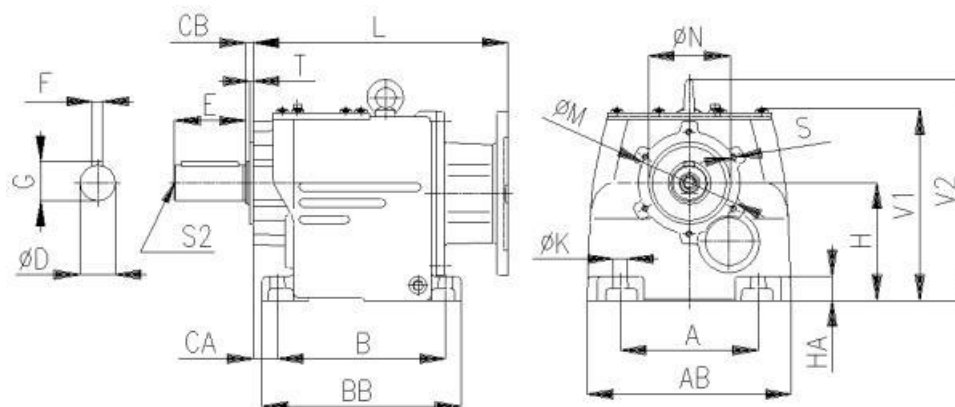
K pohonu dopravníku byl zvolen elektromotor z katalogu firmy Siemens [8] s označením 1LA7096-6AA13 s větší přírubou IBM14. Jedná se o 6 pólový trojfázový asynchronní motor s rotorem nakrátko. Rozměry elektromotoru o výkonu 1,1 kW a otáčkách 914 min^{-1} jsou uvedeny na obr. 2.



Obr. 2 Rozměry elektromotoru Siemens

3.2 PŘEVODOVKA

Ke zvolenému elektromotoru byla vybrána převodovka od společnosti TOS Znojmo [9], a to konkrétně typ MTC 42 A se standartní motorovou přírubou F 130. Tato převodovka s převodovým poměrem $i = 13,4$ má ve spojení s elektromotorem výstupní otáčky $n_a = 68,4 \text{ min}^{-1}$ a krouticí moment 153,7 Nm. Rozměry jsou značeny na obr. 3 a uvedeny v Tab. 3.



Obr. 3 Rozměrový náčrtek převodovky TOS Znojmo

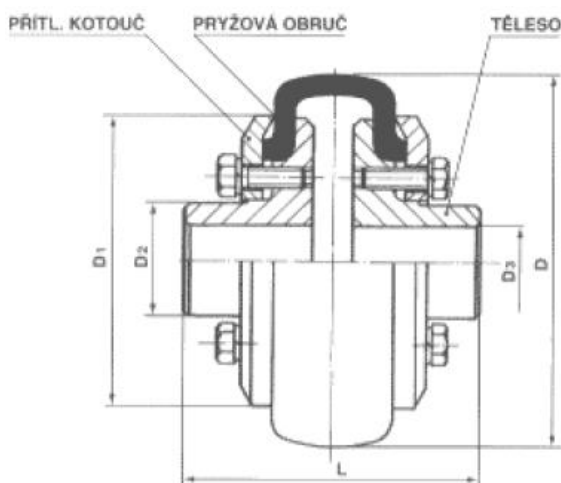
Tab. 3: Rozměry převodovky TOS Znojmo [mm]

A	AB	B	BB	CA	CB	Dk6	E	F	G	H
135	200	165	195	24	7	35	70	10	38	115

HA	K	L	M	Nj7	S	S2	T	V1	V2	J
24	13,5	255	100	80	M6×12	M12	3,5	188	216	10,00

3.3 SPOJKA

K přenosu krouticího momentu z hřídele převodovky na hřídel šneku volím spojku s pryžovou obručí od společnosti SIGAD, spol. s.r.o. [10]. Tato spojka dokáže tlumit nerovnoměrný průběh otáček a zajistit tak klidný chod celého soustrojí. Rozměry spojky jsou zakresleny na obrázku 4 a uvedeny v tabulce 4.



Obr. 4 Pružná spojka SIGAD

Tab. 4: Rozměry spojky SIGAD

Typ	M_{t1}	M_{t2}	N_{\max}	D_1	D_2	$D_{3\max}$	L
	[Nm]	[Nm]	$[\text{min}^{-1}]$	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
200	250	425	2500	158	75	40	160



4 KONTROLA SKUTEČNĚ DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

4.1 SKUTEČNĚ DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

$$Q_{VS} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot s_1 \cdot \psi \cdot n_1 \cdot c_H \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (5)$$

$$Q_{VS} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} \cdot 0,18 \cdot 0,3 \cdot 1,14 \cdot 0,85 = 4,789 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$Q_{VS} = 4,789 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Kde $D_1 = 0,18 \text{ m}$, průměr šnekovice, dle kap. 2.1.2

$s_1 = 0,18 \text{ m}$, stoupání šnekovice, dle kap. 2.1.2

$\psi = 0,3$, součinitel plnění, dle kap. 2.1.2

$n_1 = 1,14 \text{ s}^{-1}$, otáčky pohonu, dle kap. 3.2

$c_H = 0,85$, součinitel dopravovaného materiálu, dle [1, str. 209]

4.2 ODCHYLKA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

$$\Delta = \frac{Q_{VS} - Q_V}{Q_{VS}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (6)$$

$$\Delta = \frac{4,789 - 4,667}{4,789} \cdot 100 = 2,548 \%$$

$$\Delta = 2,548 \%$$

Kde $Q_{VS} = 4,789 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, skutečný objemový výkon

$Q_V = 4,667 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, objemový výkon, dle kap. 2.1.1

Při zvolených rozměrech šnekovnice a parametrech pohonu vychází skutečné dopravované množství materiálu pouze o 2,548 % více než je požadované množství ze zadání. Tento návrh můžeme považovat za vyhovující.



5 ZATÍŽENÍ ŽLABU

Určení zatížení žlabu je důležité pro přesné zjištění celkového zatížení dopravníku a správné zvolení částí dopravníku, aby byl stabilní a nedošlo k jeho poškození vlivem přetížení dopravovaným materiálem.

Objem materiálu ve žlabu:

$$V_{\text{ž}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ž}}^2}{4} \cdot \psi \cdot L \quad [\text{m}^3] \quad (7)$$

$$V_{\text{ž}} = \frac{\pi \cdot 0,19^2}{4} \cdot 0,3 \cdot 17,5 = 0,149 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{ž}} = 0,149 \text{ m}^3$$

Kde $D_{\text{ž}} = 0,19 \text{ m}$, vnitřní průměr žlabu

$\psi = 0,3$, součinitel plnění

$L = 17,5 \text{ m}$, dopravní vzdálenost, dle zadání

Hmotnost materiálu ve žlabu:

$$m_{\text{ž}} = V_{\text{ž}} \cdot \rho_{\text{v}} \quad [\text{kg}] \quad (8)$$

$$m_{\text{ž}} = 0,149 \cdot 1350 = 201,15 \text{ kg}$$

$$m_{\text{ž}} = 201,15 \text{ kg}$$

Kde $V_{\text{ž}} = 0,149 \text{ m}^3$, objem materiálu ve žlabu

$\rho_{\text{v}} = 1350 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, objemová hmotnost vápenného hydrátu, dle zadání

Síla působící na žlab:

$$F_{\text{ž}} = m_{\text{ž}} \cdot g \quad [\text{N}] \quad (9)$$

$$F_{\text{ž}} = 201,15 \cdot 9,81 = 1973,28 \text{ N}$$

$$F_{\text{ž}} = 1973,28 \text{ N}$$

Kde $m_{\text{ž}} = 201,15 \text{ kg}$, hmotnost materiálu ve žlabu

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, tíhové zrychlení



6 HMOTNOST ŠNEKU

6.1 HMOTNOST ŠNEKOVNICE

Celková délka šnekovnice je volena a složena dle liter. [4, str. 87] z počátečního dílu o délce 1,9 m a dalších šesti dílu jednotlivé délky 2,6 m.

Plocha průřezu šnekovnice

$$S_{\text{š}} = \frac{D_1 - d_1}{2} \cdot t_1 \quad [\text{m}^2] \quad (10)$$

$$S_{\text{š}} = \frac{0,18 - 0,06}{2} \cdot 0,004 = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$S_{\text{š}} = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Kde $D_1 = 0,18 \text{ m}$, vnější průměr spirály šnekovnice, dle kap. 2.1.2

$d_1 = 0,06 \text{ m}$, vnitřní průměr spirály šnekovnice, dle kap. 2.1.2

$t_1 = 0,004 \text{ m}$, tloušťka spirály, dle kap. 2.1.2

Poloměr mezikruží těžiště šnekovnice

$$r_t = \frac{D_1 + d_1}{2} \quad [\text{m}] \quad (11)$$

$$r_t = \frac{0,18 + 0,06}{2} = 0,12 \text{ m}$$

$$r_t = 0,12 \text{ m}$$

Délka trajektorie těžiště plochy

$$x_t = \sqrt{(\pi \cdot r_t)^2 + s_1^2} \quad [\text{m}] \quad (12)$$

$$x_t = \sqrt{(\pi \cdot 0,12)^2 + 0,18^2} = 0,418 \text{ m}$$

$$x_t = 0,418 \text{ m}$$

Kde $r_t = 0,12 \text{ m}$, poloměr mezikruží těžiště šnekovnice

$s_1 = 0,18 \text{ m}$, stoupání šnekovnice, dle kap. 2.1.2

Objem závitů šnekovnice

$$V_{\text{š}} = S_1 \cdot x_t \quad [\text{m}^3] \quad (13)$$

$$V_{\text{š}} = 2,4 \cdot 10^{-4} \cdot 0,418 = 1,0032 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_{\text{š}} = 1,0032 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Kde $S_{\text{š}} = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, plocha průřezu šnekovnice



$x_t = 0,418$ m, délka trajektorie těžiště plochy

Hmotnost jednoho závitu šnekovnice

$$m_{s1} = V_s \cdot \rho_o \quad [\text{kg}] \quad (14)$$

$$m_{s1} = 1,0032 \cdot 10^{-4} \cdot 7850 = 0,788 \text{ kg}$$

$$m_{s1} = 0,788 \text{ kg}$$

Kde $V_s = 1,0032 \text{ m}^3$, objem závitu šnekovnice

$\rho_o = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, objemová hmotnost oceli

Hmotnost šnekovnice

$$m_s = m_{s1} \cdot z_1 \quad [\text{kg}] \quad (15)$$

$$m_s = 0,788 \cdot 97 = 76,44 \text{ kg}$$

$$m_s = 76,44 \text{ kg}$$

Kde $m_{s1} = 0,788 \text{ kg}$, hmotnost jednoho závitu šnekovnice

$z_1 = 97$, počet závitů šnekovnice

6.2 HMOTNOST ŠNEKOVÉHO HŘÍDELE

Pro šnekovou hřídel jsem zvolil ocelovou trubku bezešvou TR Ø60×5- ČSN 42 6711.21-11 353.1- ČSN 42 0260 s hmotností $6,782 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ dle [11].

Celkovou délku šnekové hřídele jsme rozdělili na 6 dílů po 2,6 m a 1 díl o délce 1,9 m. Parametry hřídele:

Vnější průměr: 60 mm

Tloušťka stěny: 5 mm

Vnitřní průměr: 50 mm

Celková délka: 17,5 m

Celková hmotnost hřídele:

$$m_h = m_t \cdot (l_1 + 6 \cdot L_1) \quad [\text{kg}] \quad (16)$$

$$m_h = 6,782 \cdot (1,9 + 6 \cdot 2,6) = 118,685 \text{ kg}$$

$$m_h = 118,685 \text{ kg}$$

Kde $m_t = 6,782 \text{ kg}$, hmotnost 1 metru ocelové trubky bezešvé TR Ø 60×5

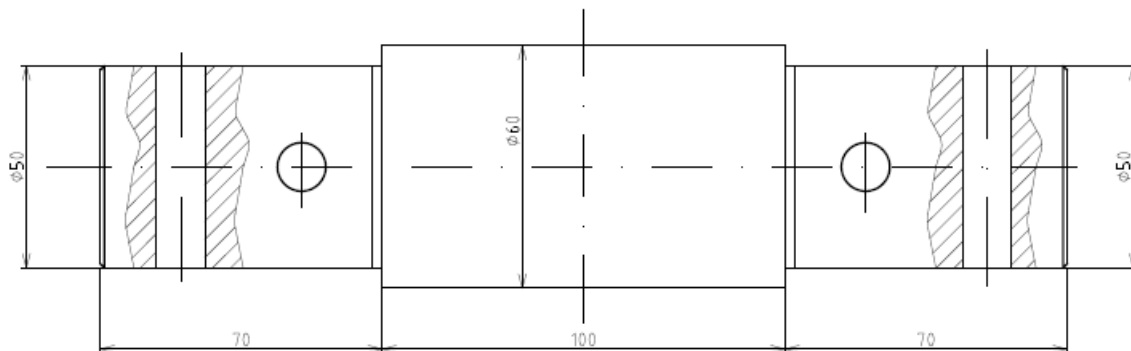
$l_1 = 1,3 \text{ m}$, délka první části šnekového hřídele



$L_1 = 2,6$ m. délka dalších částí šnekového hřídele

6.3 HMOTNOST SPOJOVACÍ HŘÍDELE

Tato součást slouží ke spojení a uložení jednotlivých částí šneku v jeden celek. Jak koncový, vstupní, tak i spojovací hřídel jsou rozměrově jen minimálně rozdílné. Budu tedy počítat hmotnost spojovací hřídele, a tuto hmotnost budu uvažovat u všech spojovacích hřídelí.



Obr. 5 Spojovací hřídel

Objem spojovací hřídele

$$V_{sh} = \frac{\pi \cdot d_{sh1}^2}{4} \cdot l_{sh1} + 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{sh2}^2}{4} \cdot l_{sh2} \quad [\text{m}^3] \quad (17)$$

$$V_{sh} = \frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} \cdot 0,1 + 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 0,07 = 5,576 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_{sh} = 5,576 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Kde $d_{sh1} = 0,06$ m, větší průměr spojovací hřídele

$d_{sh2} = 0,05$ m, menší průměr spojovací hřídele

$l_{sh1} = 0,1$ m, délka spojovacího hřídele v místě většího průměru

$l_{sh2} = 0,07$ m, délka spojovacího hřídele v místě menšího průměru

Hmotnost spojovací hřídele

$$m_{sh} = V_{sh} \cdot \rho_o \cdot i_{sh} \quad [\text{kg}] \quad (18)$$

$$m_{sh} = 5,576 \cdot 10^{-4} \cdot 7850 \cdot 6 = 26,262 \text{ kg}$$

$$m_{sh} = 26,262 \text{ kg}$$

Kde $V_{sh} = 5,576 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, objem spojovacího hřídele

$\rho_o = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, měrná hmotnost oceli

$i_{sh} = 6$ ks, počet spojovacích hřídelí

**Celková hmotnost šneku**

$$m_c = m_{\text{s}} + m_h + m_{sh} \quad [\text{kg}] \quad (19)$$

$$m_c = 76,44 + 118,685 + 26,262 = 221,387 \text{ kg}$$

$$m_c = 221,387 \text{ kg}$$



7 SILOVÉ ROZLOŽENÍ

Třecí úhel vápenného hydrátu:

$$\varphi = 25^\circ$$

Síla působící vlivem hmotnosti šneku

$$F_{mc} = m_c \cdot g \quad [\text{N}] \quad (20)$$

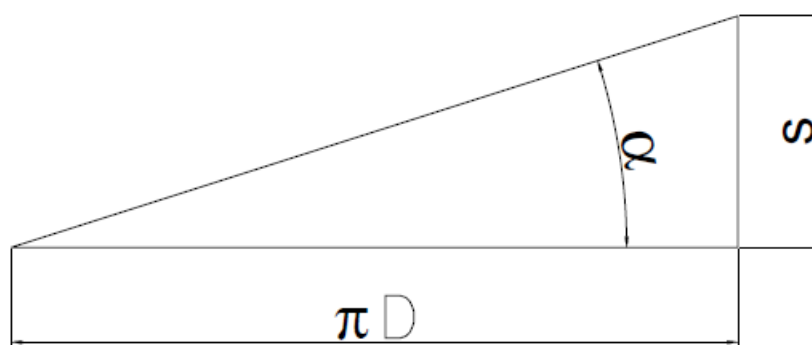
$$F_{mc} = 221,387 \cdot 9,81 = 2171,806 \text{ N}$$

$$F_{mc} = 2171,806 \text{ N}$$

Kde $m_c = 221,387 \text{ kg}$, celková hmotnost šneku

$g = 9,81 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, tíhové zrychlení

Úhel stoupání šnekovnice



Obr. 6 Úhel stoupání šnekovnice

$$\tan \alpha = \frac{s_1}{\pi \cdot D_1} \quad [^\circ] \quad (21)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{s_1}{\pi \cdot D_1} \right)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{0,18}{\pi \cdot 0,18} \right) = 17,66^\circ$$

$$\alpha = 17,66^\circ = 17^\circ 39' 24,43''$$

Kde $s_1 = 0,18 \text{ m}$, stoupání šnekovnice

$D_1 = 0,18 \text{ m}$, vnější průměr šnekovnice

Účinný poloměr šnekovnice

$$R_s = (0,35 \div 0,4) \cdot D_1 \quad [\text{m}] \quad (22)$$

$$R_s = 0,37 \cdot D_1$$



$$R_s = 0,37 \cdot 0,18 = 0,0666 \text{ m}$$

$$R_s = 0,0666 \text{ m}$$

Kde $D_1 = 0,18 \text{ m}$, vnější průměr šnekovnice

7.1 AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ

Axiální zatížení vlivem odporu materiálu

$$F_{a1} = \frac{M_k}{R_s \cdot \tan(\alpha + \varphi)} \quad [\text{N}] \quad (23)$$

$$F_{a1} = \frac{153,7}{0,0666 \cdot \tan(17,66^\circ + 25^\circ)} = 2\,504,453 \text{ N}$$

$$F_{a1} = 2\,504,453 \text{ N}$$

Kde $M_k = 153,7 \text{ Nm}$, krouticí moment dle kap. 3.2

$R_s = 0,0666 \text{ m}$, účinný poloměr šnekovnice

$\alpha = 17,66^\circ$, úhel stoupání šnekovnice

$\varphi = 25^\circ$, třecí úhel vápenného hydrátu

Axiální zatížení vlivem hmotnosti sklopeného šneku

$$F_{a2} = F_{mc} \cdot \sin \beta \quad [\text{N}] \quad (24)$$

$$F_{a2} = 2\,171,806 \cdot \sin 8^\circ 13' = 310,388 \text{ N}$$

$$F_{a2} = 310,388 \text{ N}$$

Kde $F_{mc} = 2\,171,806 \text{ N}$, síla působící vlivem hmotnosti šneku

$\beta = 8^\circ 13'$, úhel sklonu dopravníku

Celková axiální síla

$$F_a = F_{a1} + F_{a2} \quad [\text{N}] \quad (25)$$

$$F_a = 2\,504,453 + 310,388 = 2\,814,841 \text{ N}$$

Kde $F_{a1} = 2\,504,453 \text{ N}$, axiální zatížení vlivem odporu materiálu

$F_{a2} = 310,388 \text{ N}$, axiální zatížení vlivem hmotnosti sklopeného šneku



7.2 RADIÁLNÍ SÍLA

Pro výpočet radiálního zatížení je uvažován vodorovný dopravník, jelikož úhel je malý, tedy téměř zanedbatelný. Uvažuji, že rozložení hmotnosti šneku je rovnoměrně ve všech ložiskách.

$$F_r = \frac{F_{mc}}{i} \quad [\text{N}] \quad (26)$$

$$F_r = \frac{2171,806}{6} = 361,968 \text{ N}$$

$$F_r = 361,968 \text{ N}$$

Kde $F_{mc} = 2\,171,806 \text{ N}$, síla působící vlivem hmotnosti šneku

$i=6$, počet uložení šneku



8 POSOUZENÍ ŽIVOTNOSTI LOŽISEK

8.1 LOŽISKO NA STRANĚ POHONU

Na straně pohonu volím dvouřadé soudečkové ložisko 22211 EK s upínacím pouzdrem H311 pro průměr hřídele 50 mm, a to z důvodu zachycení radiální i axiální síly. Ložisko je uloženo v ložiskovém tělese FNL 511 B obsahující vodící kroužek FRB 6/100. K utěsnění tělesa jsem použil těsnění TFL 511 doplněné labyrintovým těsněním NILOS 50x90 LSTO z katalogu [14].

Parametry a zatížení ložiska:

$$\begin{aligned} C &= 129 \text{ kN} & F_a &= 2,814841 \text{ kN} \\ e &= 0,28 & F_R &= 0,361968 \text{ kN} \\ Y_2 &= 3,6 & n_1 &= 68,4 \text{ min}^{-1} \end{aligned}$$

Poměr radiální a axiální síly:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2,814841}{0,361968} = 7,776 > 0,31 \quad [-] \quad (27)$$

Kde $F_a = 2,814841 \text{ kN}$, axiální síla

$F_r = 0,361968 \text{ kN}$, radiální síla

Z toho plyne, že mocnitel pro ložiska $p=10/3=3,33$

Dynamické ekvivalentní radiální zatížení:

$$P_1 = 0,67 \cdot F_R + Y_2 \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad (28)$$

$$P_1 = 0,67 \cdot 0,361968 + 3,2 \cdot 2,814841 = 9,25 \text{ kN}$$

$$P_1 = 9,25 \text{ kN}$$

Kde $F_r = 0,361968 \text{ kN}$, radiální síla

$Y_2 = 3,6$, koeficient axiálního zatížení

$F_a = 2,814841 \text{ kN}$, axiální síla

Trvanlivost ložiska:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_1}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_a} \quad [\text{h}] \quad (29)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{129}{9,25}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 68,4} = 1,58 \cdot 10^6 \text{ hodin}$$

$$L_{10h} = 1\,576\,900,944 \text{ hodin} = 1,58 \cdot 10^6 \text{ hodin}$$

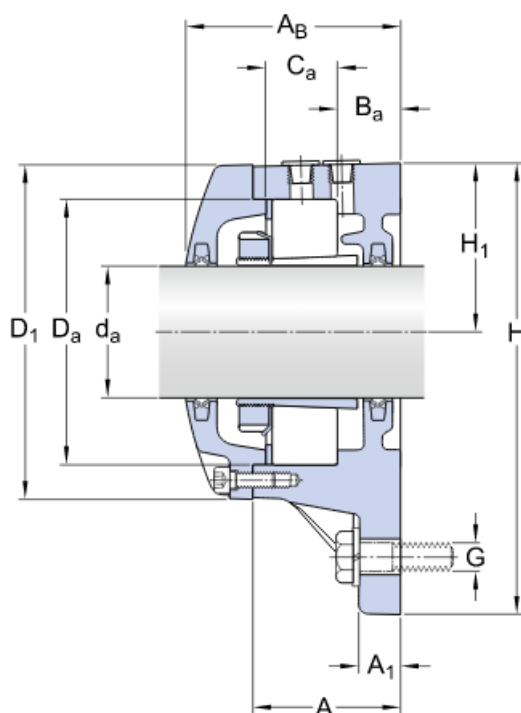
Kde $C=129 \text{ kN}$, základní dynamická únosnost

$P_1= 9,25 \text{ kN}$, dynamické ekvivalentní radiální zatížení

$p= 3,33$, mocnitel pro ložiska

$n_a= 68,4 \text{ min}^{-1}$, otáčky pohonu

Dle SKF doporučuje pro stroje nepřetržitého provozu životnost ložiska minimálně 40 000-50 000 hodinami. Tedy z hlediska trvanlivosti vyhovuje.



Obr. 7 Ložiskové těleso FNL 511 B

8.2 KONCOVÉ LOŽISKO

Jelikož je potřeba zachytit pouze radiální síly, zvolil jsem axiálně volné ložisko, konkrétně naklápěcí kuličkové ložisko 1211 EKTN, s upínacím pouzdrem H211 uloženým v ložiskovém tělese FNL 511 A. Jelikož je udržení ložiska axiálně volné, je těleso bez axiálního vodícího kroužku ZW 85/100. K utěsnění ložiskového tělesa je použito labyrintové těsnění NILOS 16010 AV z katalogu [14].

Parametry a zatížení ložiska:

$C=27,6 \text{ kN}$

$F_R= 0,361968 \text{ kN}$

$n_1= 68,4 \text{ min}^{-1}$



Dynamické ekvivalentní radiální zatížení:

$$P_2 = F_R = 0,361968 \text{ kN} \quad [\text{kN}] \quad (30)$$

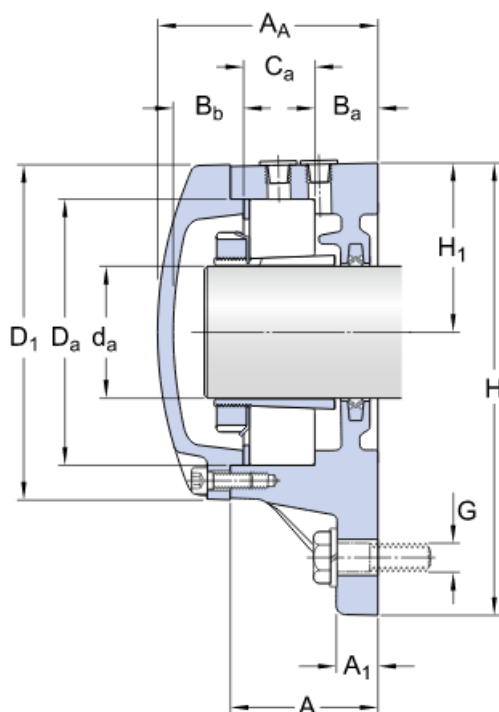
Trvanlivost ložiska:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_2} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_a} \quad [\text{h}] \quad (31)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{27,6}{0,361968} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 68,4} = 4,51 \cdot 10^8 \text{ hodin}$$

$$L_{10h} = 4,51 \cdot 10^8 \text{ hodin}$$

Ložisko z hlediska trvanlivosti vyhovuje.



Obr. 8 Ložiskové těleso 511 A

8.3 PODPĚRNÁ VODÍCÍ LOŽISKA

Šnekový hřídel musí být uložen vzhledem ke své délce v podpěrných vodících ložiskách. Rozvrhl jsem je do vzdáleností 2,5 m od sebe, použil jsem tedy 6 bronzových samomazných pórovitých ložisek B70-A-60-70-50 od firmy ELO. Ložiska jsou uložena v domečku, který je výškově stavitelný. Těsnění je voleno z katalogu NILOS [14], konkrétně labyrintové typ 16010 AV.



Tlak v ložisku:

$$p_1 = \frac{F_R}{l_1 \cdot d_1} \quad [\text{MPa}] \quad (32)$$

$$p_1 = \frac{361,968}{50 \cdot 60} = 0,13 \text{ MPa}$$

$$p_1 = 0,13 \text{ MPa}$$

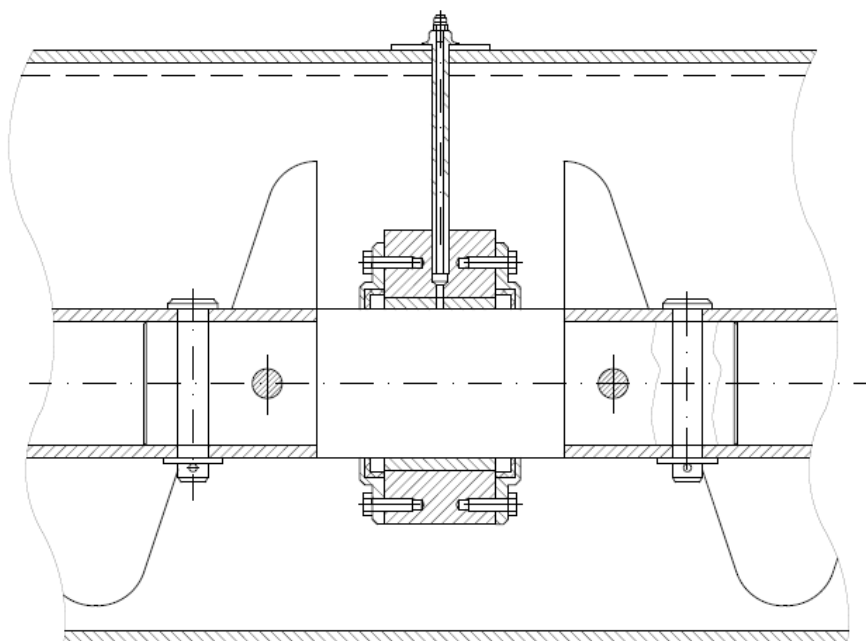
Kde $F_R = 361,968 \text{ N}$, radiální síla

$l_1 = 45 \text{ mm}$, délka radiálního ložiska

$d_1 = 60 \text{ mm}$, průměr radiálního ložiska

Dovolené zatížení ložiska: $p_{dl} = 20 \text{ MPa}$

splňuje podmínku $p_1 < p_{dl}$ a vyhovuje.



Obr. 9 Podpěrné vodící ložisko



9 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HŘÍDELE ŠNEKU

9.1 KONTROLA HŘÍDELE ŠNEKU

Ohyb:

Vlastní tíha šneku

$$F_g = \left(\frac{m_1}{L} \cdot \frac{m_2}{L} \right) \cdot g \quad [\text{N}] \quad (33)$$

$$F_g = \left(\frac{76,44}{17,5} \cdot \frac{118,685}{17,5} \right) \cdot 9,81 = 290,609 \text{ N}$$

$$F_g = 290,609 \text{ N}$$

Kde $m_s = 76,44 \text{ kg}$, hmotnost šnekovnice

$m_h = 118,685$, hmotnost hřídele

$l = 17.5 \text{ m}$, dopravní vzdálenost

Ohybový moment

$$M_o = \frac{F_g}{2} \cdot \frac{L_1}{2} \quad [\text{Nm}] \quad (34)$$

$$M_o = \frac{290,609}{2} \cdot \frac{2,6}{2} = 188,896 \text{ Nm}$$

$$M_o = 188,896 \text{ Nm}$$

Kde $F_g = 290,609 \text{ N}$, vlastní tíha šneku

$L_1 = 2,6 \text{ m}$, délka jednoho dílu šneku

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D_h^4 - d_h^4)}{32 \cdot D_h} \quad [\text{m}^3] \quad (35)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (0,06^4 - 0,05^4)}{32 \cdot 0,06} = 1,0979 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$W_o = 1,0979 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Kde $D_h = 0,06 \text{ m}$, vnější průměr hřídele šneku

$d_h = 0,05 \text{ m}$, vnitřní průměr hřídele šneku

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad (36)$$



$$\sigma_o = \frac{188,896}{1,0979 \cdot 10^{-5}} = 17,205 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = 17,205 \text{ MPa}$$

Kde $M_o = 188,896 \text{ Nm}$, ohybový moment

$W_o = 1,0979 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$, modul průřezu v ohybu

Krut:

Modul průřezu v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot (D_h^4 - d_h^4)}{16 \cdot D_h} \quad [\text{m}^3] \quad (37)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot (0,06^4 - 0,05^4)}{16 \cdot 0,06} = 2,196 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$W_k = 2,196 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Kde $D_h = 0,06 \text{ m}$, vnější průměr hřídele šneku

$d_h = 0,05 \text{ m}$, vnitřní průměr hřídele šneku

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad [\text{MPa}] \quad (38)$$

$$\tau_k = \frac{153,7}{2,196 \cdot 10^{-5}} = 6,999 \text{ MPa} \text{ (6 999 089 Pa)}$$

$$\tau_k = 6,999 \text{ MPa}$$

Kde $M_k = 153,7 \text{ Nm}$, krouticí moment, viz kap. 3.2

$$W_k = 2,196 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Redukované napětí dle podmínky HMM

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad [\text{MPa}] \quad (39)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{17,205^2 + 3 \cdot 6,999^2} = 21,047 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} = 21,047 \text{ MPa}$$

Kde

Bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} \quad [-] \quad (40)$$



$$k = \frac{235}{21,047} = 11,165$$

$$k = 11,165$$

Kde $R_e = 235$ MPa, mez kluzu v tahu

$\sigma_{RED} = 21,047$ MPa, redukované napětí

9.2 KONTROLA PERA

Kontrola na otlačení

$$p_2 = \frac{2 \cdot M_k}{d_v \cdot t_p \cdot (l_p - b_p)} \quad [\text{MPa}] \quad (41)$$

$$p_2 = \frac{2 \cdot 153,7}{0,04 \cdot 0,0033 \cdot (0,05 - 0,01)} = 58,22 \text{ MPa}$$

$$p_2 = 58,22 \text{ MPa}$$

Kde $M_k = 153,7$ Nm, krouticí moment, viz kap. 3.2

$d_v = 0,04$ m, průměr vstupní hřídele

$t_p = 0,0033$ m, hloubka pera v náboji

$l_p = 0,05$ m, délka pera

$b_p = 0,01$ m, šířka pera

Pero na otlačení vyhovuje dle podmínky $p_2 < p_d = 90$ MPa.

9.3 KONTROLA SPOJENÍ ŠNEKOVÉ HŘÍDELE ČEPY

Napětí ve smyku:

$$\tau_{\check{c}} = \frac{4 \cdot M_k}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2 \cdot d_{sh2} \cdot n_k} \quad [\text{MPa}] \quad (42)$$

$$\tau_{\check{c}} = \frac{4 \cdot 153,7}{\pi \cdot 0,012^2 \cdot 0,05 \cdot 2} = 13,59 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\check{c}} = 13,59 \text{ MPa}$$

Kde $M_k = 153,7$ Nm, krouticí moment

$d_{\check{c}} = 0,012$ m, průměr spojovacího čepu

$d_{sh2} = 0,05$ m, menší průměr spojovací hřídele

$n_k = 2$, počet spojovacích čepů



Podle [5, str. 54] $p_{dov} = 50 \div 80 \text{ MPa} > \tau_{\check{c}}$ kolík ve smyku vyhovuje.

Tlak v hřídeli

$$p_4 = \frac{6 \cdot M_k}{d_{sh2}^2 \cdot d_{\check{c}} \cdot n_k} \quad [\text{MPa}] \quad (43)$$

$$p_4 = \frac{6 \cdot 153,7}{0,05^2 \cdot 0,012 \cdot 2} = 15,37 \text{ MPa}$$

$$p_4 = 15,37 \text{ MPa}$$

Kde $M_k = 153,7 \text{ Nm}$, krouticí moment

$d_{sh2} = 0,05 \text{ m}$, menší průměr spojovací hřídele

$d_{\check{c}} = 0,012 \text{ m}$, průměr spojovacího čepu

$n_k = 2$, počet spojovacích čepů

Tlak v náboji

$$p_5 = \frac{4 \cdot M_k}{d_{\check{c}} \cdot (d_{sh1}^2 - d_{sh2}^2) \cdot n_k} \quad [\text{MPa}] \quad (44)$$

$$p_5 = \frac{4 \cdot 153,7}{0,012 \cdot (0,06^2 - 0,05^2) \cdot 2} = 23,288 \text{ MPa}$$

$$p_5 = 23,288 \text{ MPa}$$

Kde $M_k = 153,7 \text{ Nm}$, krouticí moment

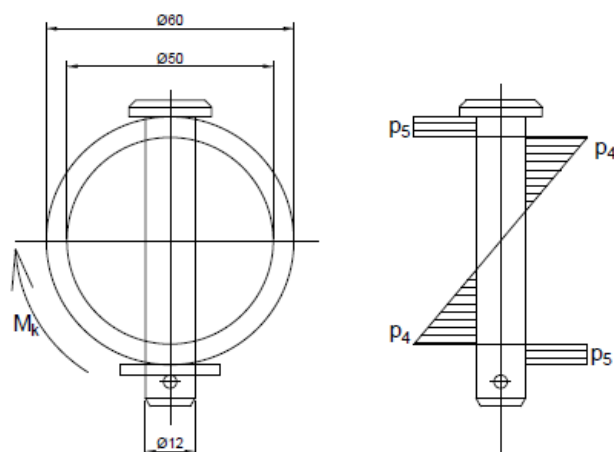
$d_{\check{c}} = 0,012 \text{ m}$, průměr spojovacího čepu

$d_{sh1} = 0,06 \text{ m}$, větší průměr spojovací hřídele

$d_{sh2} = 0,05 \text{ m}$, menší průměr spojovací hřídele

$n_k = 2$, počet spojovacích čepů

Dle [5, str. 54] $p_{dov2} = 85 \div 125 \text{ MPa} > p_4$ kolík tedy vyhovuje i na otláčení.



Obr. 10 Rozložení tlaku čepového spoje



ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout šnekový dopravník pro zadané parametry a materiál. Výpočty byly provedeny za pomoci literatury, která je uvedena níže. Počáteční výpočty jsou zaměřeny na základní parametry dopravníku, z nichž se vychází pro volbu šnekovnice a výkon pohonu. Pohon soustrojí se sestává z elektromotoru odpovídajícího výkonu, převodovky s převodovým poměrem, aby výstupní otáčky odpovídaly otáčkám pro dostatečný dopravní výkon a pryžové spojky k tlumení rázu. V další části byla provedena kontrola skutečně dopravovaného množství materiálu vycházející pouze o 2,5 % vyšší než zadaný objemový výkon. Výpočty zatížení žlabu materiálem a hmotnost všech součástí šneku, který je rozdělen na 7 částí, byly potřebné pro určení silového rozložení a volbě vhodných ložisek, jak na straně pohonu, koncového ložiska tak i 6 podpěrných vodících ložisek. V poslední části je proveden pevnostní výpočet hřídele šneku. Z vycházejících hodnot je zřejmé, že zvolené materiály a rozměry vyhovují z hlediska pevnosti. Výkresová dokumentace byla vytvořena v softwaru pro 2D konstruování AutoCAD 2018 a obsahuje výkres sestavy a výrobní výkresy jednotlivých součástí šnekové hřídele.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Jaroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988, 277 s.
- [2] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: VŠB- TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2001, 104 s. ISBN 80-248-0043-8.
- [3] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. 2. svazek, 12. přepr. vyd. Praha: SNTL, 1968, 2412 s.
- [4] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL/ALFA, 1979, 456 s.
- [5] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 2., zcela přepr. vyd. Praha: Scientia, 1998, 911 s. ISBN 80-7183-123-9.
- [6] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. 2. vyd. Brno: CERM, 2011, 227 s. ISBN 978-80-7204-751-2.
- [7] *Spirály a šnekovnice* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: <http://www.rataj.cz/vyrobniprogram/spiraly-snekovnice>
- [8] *Elektromotor Siemens* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1000-otacek/1la7-096-6aa.html>
- [9] *TOS Znojmo* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mtc/cz/index_h.htm
- [10] *Spojky SIGAD* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: <http://www.sigad.cz/produkty-a-sluzby/spojky/>
- [11] *Trubka bežešvá přesná kruhová* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=6830>
- [12] *Katalogy ložisek SKF* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/katalogy-lozisek-skf/>
- [13] *Kluzná ložiska- ELO* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: <http://loziska.com/kluzna-loziska/>
- [14] *NILOS rings* [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/tcm:12-228382/950-710%20Nilos_08_tcm_12-228382.pdf



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Δ	[%]	Odchylka dopravovaného množství
b_p	[m]	Šířka pera
C_1	[kN]	Základní dynamická únosnost ložiska na straně pohonu
C_2	[kN]	Základní dynamická únosnost koncového ložiska
D_1	[m]	Vnější průměr šnekovnice
d_1	[m]	Vnitřní průměr šnekovnice
d_{r1}	[mm]	Průměr radiálního ložiska
d_ε	[m]	Průměr spojovacího čepu
D_h	[m]	Vnější průměr hřídele šneku
d_h	[m]	Vnitřní průměr hřídele šneku
D_n	[m]	Navrhovaný průměr šnekovnice
d_{sh1}	[m]	Větší průměr spojovací hřídele
d_{sh2}	[m]	Menší průměr spojovací hřídele
d_v	[m]	Průměr vstupní hřídele
D_z	[m]	Vnitřní průměr žlabu
e	[-]	Mezní poměr sil
F_a	[N]	Celková axiální síla
F_{a1}	[N]	Axiální zatížení vlivem odporu materiálu
F_{a2}	[N]	Axiální zatížení vlivem hmotnosti sklopeného šneku
F_g	[N]	Vlastní tíha šneku
F_{mc}	[N]	Síla působící vlivem hmotnosti šneku
F_r	[N]	Radiální síla
F_z	[N]	Síla působící na žlab
g	[m ² ·s ⁻¹]	Tíhové zrychlení
h	[m]	Dopravní převýšení
C_H	[-]	Součinitel sklonu
i	[-]	Počet uložení šneku
i_{sh}	[-]	Počet spojovacích hřídelí
k	[-]	Bezpečnost
l	[m]	Dopravní vzdálenost
l_1	[m]	Délka první části šnekového hřídele
L_1	[m]	Délka dalších částí šnekového hřídele



l_{r1}	[mm]	Délka radiálního ložiska
L_{10h}	[h]	Trvanlivost ložiska
l_p	[m]	Délka pera
l_{sh1}	[m]	Délka spojovacího hřídele v místě většího průměru
l_{sh2}	[m]	Délka spojovacího hřídele v místě menšího průměru
l_v	[m]	Vodorovná dopravní vzdálenost
m_c	[kg]	Celková hmotnost šneku
m_h	[kg]	Celková hmotnost hřídele
m_{sh}	[kg]	Hmotnost spojovací hřídele
M_k	[Nm]	Krouticí moment
M_o	[Nm]	Ohybový moment
m_{ξ}	[kg]	Hmotnost šnekovnice
$m_{\xi 1}$	[kg]	Hmotnost jednoho závitu šnekovnice
m_t	[kg]	Hmotnost 1 metru ocelové trubky bezešvé
m_z	[kg]	Hmotnost materiálu ve žlabu
n	[s ⁻¹]	Navrhované otáčky šneku
n_1	[s ⁻¹]	Otáčky pohonu
n_k	[-]	Počet spojovacích čepů
P	[W]	Výkon elektromotoru
p	[-]	Mocnitel pro ložiska
P_1	[kN]	Dynamické ekvivalentní radiální zatížení ložiska na straně pohonu
p_1	[N]	Tlak v ložisku
P_2	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení koncového ložiska
p_2	[MPa]	Tlak v peru
p_4	[MPa]	Tlak v hřídeli
p_5	[MPa]	Tlak v náboji
p_{d1}	[MPa]	Dovolené zatížení podpěrného ložiska
p_{d2}	[MPa]	Dovolené napětí pro otlačení v peru
Q_D	[kg·h ⁻¹]	dopravní výkon
Q_v	[m ³ ·h ⁻¹]	objemový výkon
Q_{vs}	[m ³ ·h ⁻¹]	Skutečně dopravované množství
Re	[MPa]	Mez kluzu v tahu
R_s	[m]	Účinný poloměr šnekovnice



r_t	[m]	Poloměr mezikruží těžiště šnekovnice
s_1	[m]	Stoupání šnekovnice
S_{\S}	[m ²]	Plocha průřezu šnekovnice
t_p	[m]	Hloubka pera v náboji
V_{sh}	[m ³]	Objem spojovací hřídele
V_{\S}	[m ³]	Objem závitu šnekovnice
$V_{\dot{z}}$	[m ³]	Objem materiálu ve žlabu
w	[-]	Celkový (globální) součinitel odporu
W_k	[m ³]	Modul průřezu v krutu
W_o	[m ³]	Modul průřezu v ohybu
x_t	[m]	Délka trajektorie těžiště plochy
Y_2	[-]	Koeficient axiálního zatížení ložiska na straně pohonu
z_1	[-]	Počet závitu šnekovnice
α	[°]	Úhel stoupání šnekovnice
β	[°]	Úhel sklonu dopravníku
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ_o	[kg·m ³]	Objemová hmotnost oceli
ρ_v	[kg·m ⁻³]	objemová hmotnost vápenného hydrátu
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí
σ_{RED}	[MPa]	Redukované napětí
$\tau_{\check{c}}$	[MPa]	Napětí ve smyku
τ_k	[MPa]	Napětí v krutu
φ	[°]	Třecí úhel vápenného hydrátu
ψ	[-]	Součinitel plnění



SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace

Výkres sestavy	Šnekový dopravník	1-SD-00/00	1ks
Seznam položek	Šnekový dopravník	4-SD-00/00	4ks
Výrobní výkresy	Šnek	3-SD-01/00	1ks
	Šnek vstupní	3-SD-02/00	1ks
	Spojovací hřídel	3-SD-04/00	1ks
	Vstupní hřídel	3-SD-03/00	1ks
	Koncový hřídel	3-SD-05/00	1ks